Nr. 11—12. Warszawa, dnia 25 grudnia 1931 r. Rok V

KOTŁOWNIA I SALA MASZYN

ORGAN STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, Piękna 32, m. 12. Telefon 881-47.

Redaktor: JAN KOMARNICKI, inż. techn.

Inż. M. Żelisławski.

Obsługa turbin.

(Por. *Technika Cieplna* Nr. 10, str. 96).

b) Kadłub i kierownice.

Do łopatek kierownic, odnosi się niemal bez zmian wszystko to, co było poprzednio powiedziane o łopatkach wirnika. Należy oczyścić je z nalotu, stwierdzić uszkodzenia, części grożące odpadnięciem wyciąć, a drobne zagięcia wyklepać. Tę ostatnią czynność w wypadku łopatek stalowych, zalanych w kołach kierowniczych turbin akcyjnych względnie zamocowanych w inny sposób, lepiej jest przeprowadzić przy zachowaniu wszelkich ostrożności na gorąco, gdyż wtedy zachodzi mniejsza obawa spowodowania dodatkowych naprężeń lub nawet pęknięć w materjale łopatek. Do tego celu dobrze nadają się palniki autogenowe używane do spawania, gdyż pozwalają nagrzewać tylko te miejsca, o które nam chodzi.

Dla przekonania się czy łopatki kierownicze nie posiadają niewidocznych pęknięć, poleca się opukać je wszystkie lekkim młoteczkiem, a oddające dźwięk głuchy, specjalnie starannie obejrzeć, nieco podważyć i przy tem zbadać, czy nie ukazują się na nich rysy: jeśli tak, stosowne części należy wyciąć.

W turbinach akcyjnych należy jeszcze sprawdzić, czy tarcze kierownicze nie „narosły“ (narośnięte wystają nieco ponad płaszczyznę podziału kadłuba, a czasem mają nieco zgniecione względnie przegięte łopatki) i czy się nie przegięły w kierunku przepływu pary. Jeśli takie przegięcie zachodzi należy zmierzyć dokładnie jego wielkość oraz luz, jaki pozostał w kierunku osi turbiny pomiędzy piastą kierownicy i następnego koła wirnikowego, przesłać te dane fabryce, z której turbina pochodzi, i bez jej zgody turbiny nie zamykać.

W wypadku niewielkiego narośnięcia kół kierowniczych, o ile przez to nie zostało spowodowane znaczne ich odkształcenie, koła te trzeba ostrożnie wyjąć, i ich średnicę zewnętrzną stoczyć na wymiar o 0,5 do 2 *mm* mniejszy (zależnie od ich średnicy) od wewnętrznej średnicy kadłuba. W powstały w ten sposób na ich obwodzie luz założyć stosownej grubości sznur azbestowy lub wązki pasek klingerytu, co z jednej strony zapewni centryczne ustawienie kierownic, a z drugiej, w razie dalszego ich narastania, zapobiegnie zgnieceniu łopatek i wypaczeniu tarczy. Lepszy, choć nieco kosztowniejszy sposób ratowania takich tarcz kierowniczych polega na tem, że po zmniejszeniu ich średnicy o 2 do 4 *mm* wytaczamy na ich obwodzie dwa rowki około 4 *mm* szerokości i obsadzamy w nich centrujące pierścienie z miękkiej miedzi. Zewnętrzne krawędzie tych pierścieni poleca się stoczyć do grubości około 1 *mm*. Pierścienie tej grubości zupełnie wystarczają do utrzymania ciężaru tarczy, a w razie dalszego jej narastania, dają gwarancję, że zgnieceniu ulegną pierścienie, a nie łopatki kierownicze.

Sam kadłub nastręcza zazwyczaj najmniej kłopotu. Należy jednak podczas rewizji sprawdzić co następuje. W dużych odlewach bywają miejsca, w których pewna ilość metalu nie dobrze jest połączona z resztą odlewu i, pomimo że na razie brak ten uchodzi uwagi, miejsce to występuje wyraźnie po dłuższej pracy maszyny. Taki brak odlewniczy staje się przyczyną odpadania nawet po latach pracy całych kawałków odlewu. Należy zatem całe wnętrze kadłuba uważnie przejrzeć i, w razie zauważenia jakichkolwiek rys, stosowne miejsca ostukać przynajmniej 1 kg młotkiem, ażeby słabo trzymające się części odrazu odpadły. Jeżeli oddzieli się przy

tem tylko cienka skorupa, wyciąć jej resztki aż do zupełnie zdrowego materjału. Po takiem zabezpieczeniu można się nie obawiać żadnych dalszych następstw. Jeżeli zaś ukażą się rysy idące wgłąb, najlepiej odrazu porozumieć się z fabryką, a samemu o dalszej przydatności danej części nie decydować.

Po takiem powierzchownem zbadaniu stanu kadłuba poleca się sprawdzić przy pomocy dokładnego, stalowego, szlifowanego linjału, sięgającego przez całą długość kadłuba, czy nie uledł on zwichrzeniu lub miejscowemu narośnięciu. Pracę przy wyrównaniu (opiłowaniu) kołnierzy kadłuba należy prowadzić bez pośpiechu i powierzać tylko wprawnym i sumiennym ślusarzom.

Krótkie rady podane w tym rozdziale oraz w poprzednim w odniesieniu do części nadpękniętych, a więc ruchowo niepewnych, jak n. p. „wyciąć“, należy naogół stosować tylko tam, gdzie okoliczności nie pozwalają na stratę czasu połączoną z zastąpieniem ich nowemi. Trzeba się tu jednak zawsze liczyć z tem, że turbina pozbawiona bodaj paru łopatek wirnikowych czy też kierowniczych jest już maszyną „chorą“ i będzie zużywać więcej pary niż powinna. Jeżeli zatem konieczność utrzymania ruchu do stosowania takich środków nie zmusza, lepiej poczekać na nowe części i niemi uszkodzone zastąpić.

W razie uszkodzenia znacznej liczby łopatek w którymkolwiek ze stopni turbiny, można nawet wszystkie łopatki danego stopnia ściąć i turbinę wziąść do ruchu. W ten sposób okupuje się zabezpieczenie maszyny przed ostatecznem zniszczeniem oraz utrzymanie ruchu bardzo wielkiemi stratami na parze i węglu, a pełne obciążenie tak pracującej turbiny nie zawsze da się osiągnąć. Stosowanie tej metody można polecić tylko w ostateczności, a jeżeli chodzi o łopatki pierwszego rzędu koła Curtis'a oraz dysz, względnie kierownic pierwszego stopnia ciśnienia turbin akcyjnych wogóle, miałbym co do niej bardzo poważne zastrzeżenia jak n. p. spowodowanie tem tak wielkich nacisków, działających wzdłuż osi turbiny, na jakie żadna z turbin akcyjnych nie jest obliczona.

c) Łożyska.

Szczególnie starannie należy zrewidować łożyska oporowe, jako najłatwiej ulegające uszkodzeniom oraz najtrudniejsze do dokładnego dopasowania do czopów. W odniesieniu do łożysk należy stosować zasadę, że najmniejsze bodaj uszkodzenie czy niedokładność są bezwględnie niedopuszczalne, gdyż nierównomierne rozłożenie nacisku na wszystkie ich części, łatwo prowadzi do grzania się części najbardziej obciążonych, a grzanie się panewki, niezależnie od miejsca, w którem się zaczęło, rozszerza się jak zaraza na całe łożysko. Z tego powodu np. czop grzebieniowy powinien jednocześnie przylegać do panewki wszystkiemi grzebieniami z możliwie wielką dokładnością i tu żadnego z żądań stawianych precyzji wykonania roboty nie można uważać za przesadne. Panewki naprawdę dobrze dopasowane pracują w łożyskach grzebieniowych po kilka lat niemal bez śladów zużycia i przy temperaturze nieraz nawet niższej od łożysk szyjowych.

Panewki zwykłych łożysk szyjowych poleca się dopasowywać do czopów w sposób następujący. Część panewki dolnej, leżąca pod osią wału, powinna przylegać do czopa na całej długości na szerokości wynoszącej około 0,25 średnicy czopa i przechodzić stopniowo po obu stronach tego pasa na średnicę większą od średnicy czopa, tak, ażeby po założeniu czopa luz po obu stronach posiadał dostateczną wielkość. Górna połowa panewki powinna być wytoczona na tą większą średnicę, a luz nad osią wału, po dociągnięciu śrub łożyskowych, nie powinien być nigdy mniejszy, aniżeli w pierwszej chwili po dostarczeniu turbiny. Poleca się też na obu końcach panewek pozostawić dość wąskie paski, wytoczone na średnicę nieco większą od średnicy czopa, lecz mniejszą od większej średnicy wytoczenia panewki, czem zapobiega się w znacznej mierze uchodzeniu oleju z łożyska wzdłuż wału. Rowków, służących do rozprowadzania smaru, nacinać nie należy, gdyż zmniejszają one siłę nośną tego pasa smaru, który się tworzy dokoła czopa podczas jego ruchu.

Dawanie zaś takiego rowka, a tembardziej odprowadzanie oleju pod osią czopa, jest błędem prowadzącym łatwo do wytopienia panewki, gdyż może spowodować niemal zu-

pełne przerwanie się pasa olejowego i bezpośrednie zetknięcie się metalu z metalem. Tylko załamanie krawędzi wylania panewek, a i to nie dochodzące do ich końców, jest środkiem sprzyjającym rozprowadzeniu smaru na całą długość czopa i prawidłowo wykonana panewka nie powinna mieć żadnych innych ostrych zmian wewnętrznego obwodu. Miałem w ruchu panwie wykonane zgodnie z powyższem, które po czterech latach pracy nie wykazały najmniejszych śladów zużycia do tego stopnia, że ślady szabrowania pozostały nienaruszone.

Zdarza się nieraz, że łożyska podtrzymujące wysokoprężny koniec wału turbiny wykazują zgniecenie białego metalu od strony turbiny. Pochodzi to stąd, że część podstawy łożyska zwrócona do turbiny nagrzewa się mocniej, aniżeli część przeciwna i, co za tem idzie, wydłuża się ku górze więcej. W takich wypadkach zaleca się przed ostatecznem dopasowaniem panewki do czopa podłożyć pod jej koniec zwrócony ku turbinie pasek papieru rysunkowego, dopasować tak ustawioną panewkę w sposób zwykły i ten pasek papieru usunąć. Zapobiegnie to dźwiganiu ciężaru wału przez jeden tylko koniec panwi, a więc jej zniszczeniu.

Przy łożyskach klockowych należy pilnie zważać, ażeby załamane obrzeża klocków były zwrócone przeciw biegowi czopa, same zaś klocki miały zupełną swobodę samoczynnego ustawiania się zależnie od wywieranego na nie przez olej nacisku.

Panwie łożysk szyjowych mogą być dopasowywane przy turbinie zamkniętej. Łożyska zaś oporowe, o ile nie jest dokładnie znane położenie końca wału względem podstawy łożyska, przy którem to położeniu luzy pomiędzy łopatkami wirnika a częściami nieruchomemi turbiny posiadają przepisowe wielkości, powinny być dopasowane i ustalone względem podstawy przy turbinie otwartej.

d) **Zawory.**

Bez względu na ich przeznaczenie, zawory powinny być przedewszystkiem szczelne i z tego powodu przy okazji rewizji turbiny należy wszystkie zawory, znajdujące się na niej oraz na związanych z nią rurociągach dokładnie sprawdzić

i doszlifować. W razie stwierdzenia większych wyżarć powierzchni doszczelniających na grzybkach zaworów czy też na ich gniazdach należy, o ile tylko konstrukcja na to pozwala, pierścienie doszczelniające usunąć i zastąpić nowemi. Do tego celu bardzo dobrze nadaje się dla zaworów parowych stal z dodatkiem około 10% niklu oraz stale chromowe nierdzewiejące (niezbyt jednak twarde, gdyż takie łatwo się wykruszają i sprawiają wiele trudności przy obsadzaniu pierścieni w korpusie), a do zaworów wodnych oraz powietrznych wystarcza naogół mosiądz

Wytoczenia przeznaczone do oprawienia pierścieni powinny być u spodu nieco rozszerzone i posiadać na dnie w połowie szerokości rowka ostro zakończony i wystający ponad dno ze 2 *mm* pierścień. Pierścień doszczelniający ma po stronie przeznaczonej do zamocowania w rowku wytoczenie, sięgające około jednej trzeciej całkowitej jego wysokości i posiadające zaokrąglone wewnętrzne krawędzie, wskutek czego dolna jego część przy zakuwaniu rozszerza się i, wypełniając dokładnie wytoczenie w zaworze względnie jego gnieździe, zapobiega w ten sposób wypadaniu pierścienia podczas pracy. Pierścienie te powinny mieć przed zamocowaniem nieco większe wymiary, a ostateczne ich obtoczenie na miarę przeprowadza się dopiero po zakuciu. Dokładność zakucia pierścieni sprawdza się w ten sposób, że dobrze obsadzony pierścień powinien pod uderzeniami lekkiego młotka oddawać we wszystkich miejscach dźwięk metaliczny jednakowo czysty. Dźwięk głuchy świadczy o niedostatecznie dobrem rozkuciu pierścienia w danem miejscu.

Po doprowadzeniu do porządku samego zaworu, należy bardzo starannie oczyścić i zrewidować jego kadłub. Szczególnie troskliwie powinno się sprawdzić zamocowanie gniazd, o ile nie stanowią one jednej całości z kadłubem. Zamocowanie gniazda jedynie zapomocą śrubek wkręconych prostopadle do płaszczyzny powierzchni doszczelniającej zawora i znajdujących się całkowicie wewnątrz kadłuba uważam za wadliwe i niewystarczające, gdyż gwint, znajdując się ciągle pod działaniem pary, ulega łatwo rdzy i gniazdo może być podniesione przez strumień pary wraz z grzybkiem zawora. Widziałem dość dużą turbinę, w której gniazdo zawora regulującego w ten sposób zabezpieczone, zostało przez parę

zerwane i, po zaklinowaniu się ukośnie na grzybku, uniemożliwiło zamknięcie zawora przez regulator bezpieczeństwa w chwili gwałtownego odciążenia generatora. Pociągnęło to za sobą rozbieganie się turbiny i rozdęcie wirnika generatorowego, co z kolei było przyczyną kosztownej naprawy, nie licząc kilkomiesięcznego postoju maszyny. O wiele pewniejsze jest zamocowanie takich gniazd zapomocą śrub wkręconych od zewnątrz kadłuba zawora i roznitowanych, pracujących wbrew zwykle dla śrub przyjętym zasadom na zginanie względnie ścinanie. Przytem poleca się wpierw umocować gniazdo w kadłubie zapomocą przynajmniej trzech śrubek poprzednio opisanych [1]) i dopiero wtedy wiercić i gwintować otwory i wkręcać śruby stanowiące główne zabezpieczenie.

Następnie należy sprawdzić stan dławnic, zamocowania grzybka na wrzecionie oraz samego wrzeciona. O ile wrzeciono posiada wyżarcia, powinno się je przeszlifować, gdyż z jednej strony powodują one zniszczenie uszczelnienia w dławnicach, a z drugiej — gładka powierzchnia stali jest więcej odporna na korozje i t. p., aniżeli już naruszona. Szczególnie starannie powinny być doprowadzone do porządku wrzeciona zaworów regulacyjnych oraz głównego zawora, odcinającego parę pod działaniem regulatora bezpieczeństwa, albowiem wszelkie uszkodzenia tych wrzecion mają bardzo ujemny wpływ na prawidłowe działanie rozrządu parowego.

Skoro wszystko to zostało już wykonane, grzybek należy dotrzeć do gniazda, zmontować i sprawdzić jego szczelność.

Dla sprawdzania szczelności zaworów parowych zaleca się mieć w kotłowni specjalne odgałęzienie pary przegrzanej z kołnierzami stosownej wielkości. Sprawdzanie szczelności zaworów parowych na zimno, ciśnieniem wody lub sprężonem powietrzem nie prowadzi do celu, gdyż odkształcenia spowodowane wysoką temperaturą często powodują nieszczelność zaworów zupełnie sprawnych w stanie zimnym.

Przy rewizji zaworów należy zawsze pamiętać o rzadko używanych podczas normalnego ruchu zaworach zwrotnych, klapach bezpieczeństwa i klapie wydechowej. Zawory te po-

[1]) Śrubki te należy roznitować i pozostawić.

winny być sprawdzane pod względem niezawodności i szczelności przynajmniej równie często, jak pozostałe, t. j. nietylko podczas okresowej rewizji turbiny, gdyż długie pozostawanie bez ruchu sprzyja ich unieruchomieniu, co w razie jakiegoś wypadku może pociągnąć wprost nieobliczalne następstwa (np. wybuch skraplacza w razie jednoczesnego odmówienia maszyn kondensacyjnych i klapy wydechowej).

e) **Regulatory i serwomotor.**

Były już one po części poprzednio omówione, tak że tu zamieszczę tylko kilka uwag ogólnych.

Zarówno regulator główny jak i regulator bezpieczeństwa stanowią najprecyzyjniejsze i zarazem najżywotniejsze części turbiny i z tego względu podczas okresowej rewizji należy się ograniczyć do przeprowadzenia przy nich we własnym zarządzie tylko robót następujących. Regulator główny po sprawdzeniu czy i gdzie posiada luzy rozebrać, wymyć w benzynie i oczyścić z osadów olejowych.

W celu zmniejszenia skoku jałowego luzy o ile można usunąć i, po dokładnem wysuszeniu, a następnie naoliwieniu wszystkich części, regulator ponownie zmontować.

W razie stwierdzenia znacznego zużycia sworzni mniej ważnych, można je zastąpić dorobionemi na miejscu, używając do tego celu wysokogatunkowej, twardej lecz nie kruchej stali. Wyrobione nadmiernie otwory rozwiercić i wstawić do nich ciasno pasowane tulejki. Części zasadniczych bezpieczniej jest samemu nie dorabiać i, w razie braku zapasowych, raczej założyć na razie stare z tem, że z chwilą nadejścia nowych z fabryki zostaną one niezwłocznie zainstalowane.

Regulatora bezpieczeństwa, o ile oczyszczenie go z osadów olejowych bez demontowania jest możliwe, nie radziłbym rozbierać, gdyż najmniejsza bodaj niedokładność przy ponownym montażu może nastręczyć wielkie trudności przy nastawianiu na odpowiednią ilość obrotów. Natomiast należy wielokrotnie sprawdzić, czy regulator się nie zacina i, jeśli tak, rozebrać i czyścić każdą część osobno, gdyż złe działanie tego regulatora przynajmniej w 99% wypadków jest spowodowane zanieczyszczeniem, a nie zużyciem poszczególnych części.

W dźwigniach, łączących regulatory z pozostałemi częściami turbiny, nie powinno być luzów. Niemal zawsze można je usunąć siłami miejscowemi.

Równie trudną i wymagającą precyzji wykonania jest naprawa części serwomotoru, będącego pośrednikiem pomiędzy regulatorem obrotów a zaworami. Najczęściej ulega w nim wyrobieniu suwaczek względnie tulejka suwakowa. W razie stwierdzenia wyrobienia którejkolwiek z tych części, radziłbym naogół nabycie nowych u dostawcy turbiny. Samemu można je ostatecznie dorobić, ale tylko pod warunkiem posiadania precyzyjnych maszyn i narzędzi do mierzenia długości, średnic i kątów. Przytem należy specjalnie zważać, ażeby przekrycia otworów w tulejce przez suwaczek nie były duże, gdyż powoduje to bardzo nierówny bieg maszyny. Regulator ma wtedy tendencję do przeregulowywania, gdyż, zanim przesunie suwaczek o wielkość przekrycia, turbina dość znacznie odbiegnie od normalnej liczby obrotów, co pociąga za sobą konieczność jeszcze silniejszego reagowania regulatora, a więc prowadzi ostatecznie do przymykania i otwierania zaworów skokami zamiast ruchem płynnym, którego prędkość powinna ściśle zależeć od zmian obciążenia.

f) **Przekładnia zębata.**

Przekładnia jest jedną z najbardziej kapryśnych części mechanizmu turbiny. Podczas rewizji praca przy niej ogranicza się do zbadania stanu zębów i łożysk oraz do oczyszczenia zarówno kół zębatych jak i skrzyni, w której one pracują od wszelkich osadów olejowych i t. p. W razie zauważenia jakichkolwiek uszkodzeń zębów, radziłbym oba koła natychmiast zastąpić nowemi, gdyż liczenie na to, że np. ząb, którego drobna bodaj cząstka wyprysnęła, może jeszcze pracować, często prowadzi do katastrofy całej maszyny. W każdym bądź razie nie radziłbym nawet w nagłych wypadkach brać do ruchu przekładni uszkodzonej bez wyraźnego, a nawet pisemnego polecenia władz przełożonych.

W razie konieczności zdemontowania przekładni należy przedewszystkiem zaznaczyć zęby współpracujące ze sobą oraz na obu połówkach sprzęgieł zrobić wyraźne kreski,

ułatwiające identyczne sprzęgnięcie kół zębatych z wałami maszyn. Środek ten jednak nie wystarcza dla ponownego dokładnego zmontowania kół zębatych i montaż powinien być przeprowadzony w sposób niżej podany.

Najpierw łączymy ze stosownym wałem mniejsze (szybkobieżne) kółko zębate i sprawdzamy przed założeniem panewek do łożysk jego spółosiowość z tym wałem. W tym celu ustawiamy na zupełnie pewnej i sztywnej podstawie czujnik, pozwalający stwierdzić różnice z dokładnością 0,01 *mm* i, opierając koniec przyrządu o wał maszyny tuż przy sprzęgle, sprawdzamy przy powolnem obracaniu wału, czy i o ile on bije, oznaczając kredą na sprzęgle w odpowiednich miejscach wyniki odczytów czujnika. Następnie opieramy koniec czujnika o wałek koła zębatego tuż za sprzęgłem i w ten sam sposób notujemy na sprzęgle wyniki pomiarów. Jeżeli sprzęgło zostało zmontowane centrycznie, to wyniki obu pomiarów powinny się zgadzać zarówno co do wielkości jak i położenia względem wirnika. Jeżeli pod jakimkolwiek względem oba odczyty wykazują rozbieżność, należy sprzęgło przełączyć inaczej (obrócić jedną połówkę względem drugiej) i powtarzać tę manipulację, aż do zupełnego uzgodnienia obu odczytów.

Gdy sprzęgło zostanie ustawione zupełnie centrycznie, należy czujnik przystawić do zewnętrznego końca wałka koła zębatego i sprawdzić, czy nie bije on względem wału głównego, czyli sprawdzić równoległość ustawienia osi obu wałków. Jeżeli bicie nie przekracza kilku setnych milimetra, można je zazwyczaj usunąć mocniejszem dokręceniem śrub po jednej stronie sprzęgła aniżeli po przeciwnej. Jeżeli zaś bicie występuje wyraźniej, należy po zrobieniu na sprzęgle odpowiednich znaków wałki rozłączyć i, stosownie podszabrowawszy jedną z połówek sprzęgła, sprządz ponownie. Tę operację należy również powtarzać tak długo, aż bicie zostanie usunięte. Przy turbinach na 6000 obrotów na minutę i mocy około 400 *kW* bicie do 0,01 *mm* nie odgrywa już roli, a dla turbin większych i przy mniejszej ilości obrotów można śmiało dopuścić 0,02 a nawet 0,03 *mm*.

Do ostatecznego doszabrowywania panewek wału małego koła zębatego można przystąpić dopiero, gdy wyżej

opisana robota zostanie ukończona. Po dopasowaniu tych panewek należy je ostatecznie zmontować.

Następnie zakładamy do łożysk niewykończone panewki dużego koła zębatego i wkładamy do nich to koło oraz łączymy je sprzęgłem z maszyną. Jeżeli sprzęgło jest i po tej stronie sztywne, należy najpierw sprawdzić w podobny, jak wyżej opisano, sposób spółosiowe ustawienie wału dużego koła zębatego z wałem maszyny pędzonej, bez zakładania panewek do łożysk koła. Można przytem zrezygnować z tak wielkiej, jak poprzednio precyzji i zadowolnić się dokładnością do 0,02 a nawet 0,04 *mm*, naturalnie o ile chodzi o maszynę stosunkowo wolnobieżną.

Teraz smaruje się zęby małego kółka cienką warstwą tuszu i sprawdza, czy zazębiają się one jednakowo dobrze na całej swej długości z zębami koła dużego. Jeśli nie, należy tak podszabrować panewki, wału koła większego, a ewentualnie i sprzęgniętego z nim wału, ażeby jednocześnie zapewnić zazębianie na całej szerokości kół i jednakowo dobre przyleganie tego wału do wszystkich łożysk. Jest to praca bardzo żmudna, powinna być jednak wykonywana z daleko większym naciskiem na dokładność, aniżeli na pośpiech, gdyż nierównomierne obciążenie pracujących przy tak wielkich prędkościach zębów łatwo prowadzi do ich połamania. Zęby te są wykonywane z wysoko - gatunkowych, utwardzonych stali, chociaż więc posiadają wielką wytrzymałość, nie można zbytnio liczyć na ich elastyczność.

Gdy tylko prawidłowe zazębienie zostanie osiągnięte, należy całą przekładnię jeszcze raz starannie oczyścić, przedmuchać sprężonem powietrzem, naoliwić i, nie zwlekając, zamknąć.

g) **Rewizja urządzeń pomocniczych.**

Rewizja powinna być prowadzona naogół pod ścisłym nadzorem jednocześnie z robotami poprzednio opisanemi.

Przedewszystkiem należy zbadać stan pomp zarówno do wody chłodzącej, jak do skroplin oraz pompy próżniowej. Pompę próżniową trzeba zbadać ze specjalną troskliwością i, po doprowadzeniu do porządku odciąć od rur, służących

do wysysania ze skraplacza powietrza, następnie uruchomić ją, i sprawdzić dokładnym próżniomierzem (najlepiej rtęciowym), czy daje dostatecznie wysoką próżnię. Następnie włączyć do niej cały rurociąg próżniowy odciąwszy go od skraplacza i, uruchomiwszy pompę, ponownie sprawdzić tym samym próżniomierzem, czy zdoła ona utrzymać równie wysoką próżnię. Obniżenie próżni świadczy o nieszczelności rurociągu próżniowego, którą należy bardzo starannie usunąć. Nieszczelności należy szukać nie tylko w kołnierzach rur i zaworów lecz przedewszystkiem w dławnicach wrzecion zaworów.

Dławnic pomp nie należy zbytnio zaciskać, gdyż powoduje to niepotrzebną stratę energji oraz wyrabianie wałków w dławnicach. Szczelność należy osiągać dobrocią i obfitością uszczelki, a nie siłą nacisku. Jeżeli zaś chodzi o dławnice pomp od strony ssania, poleca się je zalewać podczas pracy pomp wodą w takiej ilości, ażeby jej nadmiar raczej się przelewał, ale za to uniemożliwiał przedostawanie się tą drogą powietrza.

Jeszcze staranniej należy sprawdzić szczelność rur służących do wysysania ze skraplacza skroplin. Czyste skropliny chłoną nader energicznie powietrze, które, przedostając się z niemi jako z wodą zasilającą do kotłów, niszczy nietylko kotły lecz i całą instalację parową. Dławnice zaworów, znajdujących się na tych rurach, należy zaopatrzyć w kielichy pozwalające na zalewanie ich wodą, gdyż dławnice te są główną przyczyną nieszczelności rurociągu.

W niektórych turbinach, króciec wylotowy turbiny jest połączony ze skraplaczem zapomocą dławnicy doszczelnianej pierścieniem gumowym i wodą. Ten pierścień gumowy winien być wymieniany przynajmniej podczas okresowych rewizyj turbiny, gdyż z biegiem czasu zatraca elastyczność i źle doszczelnia, a powietrza, dostającego się tą drogą do skraplacza, pompa próżniowa usuwać zeń nie nadąży, co powoduje wydatny spadek próżni.

Przy okazji rewizji powinno się też sprawdzić szczelność chłodnic olejowych, szczególnie jeżeli pracują one przy większem ciśnieniu wody chłodzącej, od panującego po stronie olejowej. Wypływ oleju do wody chłodzącej jest mniej niebezpieczny, aniżeli przedostawanie się wody do oleju.

Trudno jest tu wymienić wszystkie części, które przy okazji okresowej rewizji należy sprawdzić i doprowadzić do porządku, gdyż, wobec dużej ilości typów turbin specjalnych, jest ich zbyt dużo. Krótko zatem mówiąc, nie powinno być ani jednej części instalacji, która przy tej okazji nie byłaby sprawdzona, nie mówiąc już o tem, że tak zasadnicze rzeczy jak skraplacz i cały system olejowy powinny być doprowadzone do zupełnego porządku.

h) **Montowanie i zamykanie turbiny.**

Czynności te po każdej rewizji powinny być prowadzone nader systematycznie i przy zachowaniu wszelkich ostrożności. Dotyczy to nie tylko samej roboty, ale i zachowania czystości podczas jej wykonywania. Ludzie przy tem zajęci nie powinni mieć przy sobie rzeczy mogących przy jakimś gwałtowniejszym ruchu wpaść do turbiny, a wchodzenie do jej kadłuba po ostatecznem wyczyszczeniu i w ostatniej chwili przed wstawieniem wirnika powinno być bezwzględnie wzbronione, gdyż nawet oderwany guzik metalowy o ile pozostanie między łopatkami turbiny może być przyczyną jej zniszczenia.

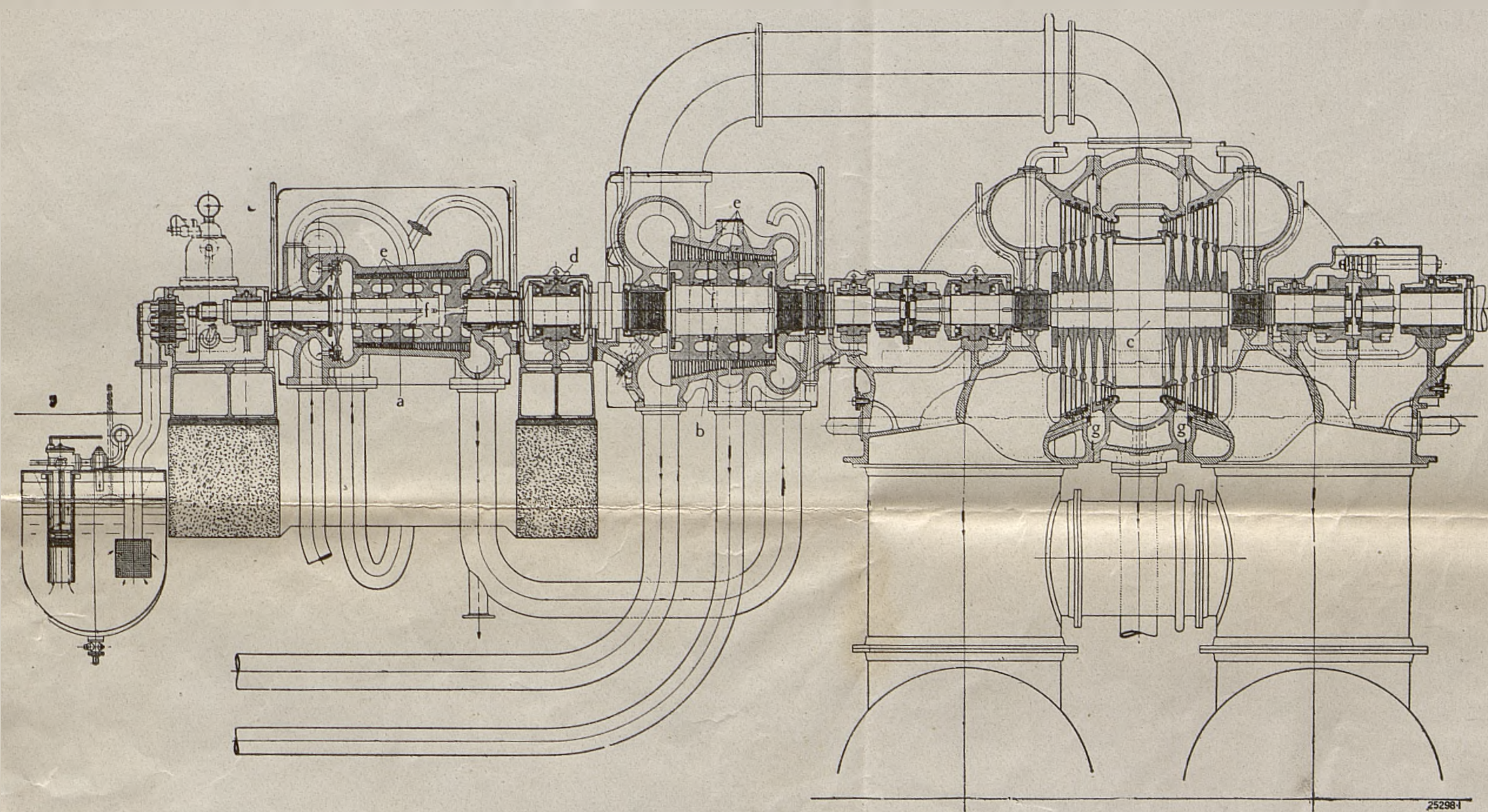
Drugą ważną zasadą jest przynajmniej równie staranne podwieszanie na haku żórawia szczególnie dużych i ciężkich części przed ich wstawieniem do kadłuba, jak podczas demontowania. Tu należy stosować wszystkie poprzednio opisane ostrożności, a wirnika ani górnej połowy kadłuba nie należy pod żadnym pozorem nawet probować wstawić na miejsce, o ile nie zapewnimy im na haku zupełnie poziomego położenia bez podtrzymywania ich przez robotników. Ręczne utrzymywanie tych części w położeniu poziomem podczas zestawiania turbiny jest dopuszczalne tylko w wypadku jednostek małych i krótko budowanych, t. j. wtedy, gdy wysiłek ludzi jest niewielki i trwa krótko, czyli gdy niema obawy o większe zmiany w jego natężeniu.

Naogół całość robót przy montowaniu turbiny powinno się prowadzić w porządku odwrotnym niż przy demontowaniu t. j. zaczynać od kierownic, łożysk i wirnika i prowadzić je pod stałą i ścisłą kontrolą. Dopóki turbina nie zostanie ostatecznie zamknięta, należy ją na noc starannie zabezpieczać przed zaśmieceniem wnętrza.

Przed wstawieniem wirnika należy zmontować panwie w łożyskach, czopy oraz panwie nasmarować dobrym olejem gęstszym od używanego podczas normalnego ruchu turbiny (np. olejem cylindrowym) i sprawdzić, czy nie zapomniano zmontować takich części mechanizmu, których wbudowanie po wstawieniu wirnika staje się uciążliwe. Podczas samego opuszczania wirnika do turbiny należy komendę nad opuszczaniem haka oddać w ręce prowadzącego roboty, obstawić turbinę ludźmi tak, ażeby wszystkie części mogące ulec uszkodzeniu były pod ciągłą kontrolą i tym ludziom pozostawić możność zatrzymania żórawia w każdej chwili bez odwoływania się do głównego montera.

Skoro wirnik spocznie na panewkach, należy luzy zarówno w kierunku osiowym jak i promieniowym doprowadzić do przepisanych rozmiarów i położenie wirnika względem kadłuba ostatecznie ustalić, zamocowując łożyska oporowe. Poleca się przy tem zanotować położenie końca wału względem podstawy przedniego łożyska, gdyż pozwala to na sprawdzenie bez otwierania turbiny, czy podczas ruchu wirnik się z jakichkolwiek powodów nie przesunął (np. wskutek wyrobienia łożyska oporowego).

Co dotyczy zamykania kadłuba turbiny, to należy roboty tak ułożyć, ażeby zamknięcie było przeprowadzone włącznie z dociągnięciem wszystkich śrub łączących kołnierze jego połówek jednorazowo, o ile możności bez najmniejszych przerw w pracy i w jaknajkrótszym czasie. Kit używany do uszczelnienia kołnierzy kadłuba prędko twardnieje na powietrzu i następnie nie pozwala na dobre ich dociągnięcie, co bywa powodem ciągłego wydostawania się pary na zewnątrz lub, o ile nieszczelność powstanie w części niskoprężnej, zasysania powietrza i spadania próżni w skraplaczu. Kit należy używać w stanie dostatecznie płynnym, a po pokryciu nim powierzchni uszczelniających kołnierzy, dobrze jest na nich ułożyć w linji wężykowatej cienki sznur azbestowy.



Rys. 26

ROZDZIAŁ V.

Ogólne uwagi dotyczące prowadzenia siłowni turbo-parowej.

Zapoznawszy się z turbinami parowemi, zastanówmy się teraz nad głównemi zasadami racjonalnego prowadzenia siłowni.

Na pierwszy plan wysuwa się tu sprawa bezpieczeństwa samej instalacji i obsługi. Otóż najważniejszemi dla obu są okresy uruchamiania i tu, pomijając omówione poprzednio uruchamianie samych turbin, zatrzymam się dłużej nad uruchamianiem po dłuższym postoju siłowni jako całości w specjalnie ciężkich warunkach, to jest podczas mrozów [1]). Gdy kotły zostaną o tyle podgrzane, że ciśnienie wzrośnie w nich do kilku atmosfer, należy z zachowaniem najdalej posuniętych ostrożności włączyć je do rur, na których wszystkie odwadniacze, kurki spustowe i odpowietrzające powinny być uprzednio otworzone, a garnki kondensacyjne odłączone od rur służących do odprowadzania wody, ażeby wypływ z nich mógł być widoczny. Samo włączanie kotłów do przewodów parowych należy uskutecznić w ten sposób że, pozostawiając zamknięte zawory główne, otwieramy tylko zawory odciążające i z otworzeniem pierwszych czekamy, dopóki przewody nie nagrzeją się o tyle, że ze wszystkich ponad normę otwartych odwadniaczy zacznie wypływać prócz wody również i para. Gdy to nastąpi, pozostawiamy odwadniacze nadal otwarte aż do czasu zupełnego nagrzania się nietylko samych rur lecz i całego pomieszczenia, poczem przystępujemy do stopniowego otwierania głównych zaworów parowych na kotłach.

Tak powolne włączanie rur parowych jest niezbędne zarówno ze względu na danie im czasu na rozgrzanie się ich w całej masie przy uniknięciu gwałtownego wzrostu temperatury w niektórych ich częściach, gdy inne pozostają jeszcze zimne, jak i z obawy mogących przy tem powstać uderzeń

---

[1]) O konieczności uprzedniego sprawdzenia stanu całej instalacji i usunięcia braków nie będę mówił, gdyż jest ona tak oczywista, że wszelka argumentacja jest zbędna.

wodnych. Zbyt prędkie nagrzewanie przewodów parowych jest niemal zawsze przyczyną powstawania nieszczelności w miejscach połączeń i może spowodować groźne w następstwach osłabienie zamocowania rur w kołnierzach, szczególnie jeżeli jest ono wykonane na drodze samego tylko rozwalcowania, bez wywinięcia i zakucia w kołnierzach krawędzi.

Możność powstawania przy włączaniu rurociągów uderzeń wodnych jest tak zrozumiała, że niemal nie wymaga wyjaśnienia. Para, dostawszy się do zimnej rury, ulega skropleniu, a powstała stąd woda zostaje rzucona przez napływającą zbyt obficie parę i, uderzając o łuki i t. p. może spowodować zarówno pęknięcie rury, jak i zerwanie jej z punktów zamocowania. Temu ostatniemu sprzyja w danym razie okoliczność, że rozgrzewane rury wydłużają się i wywołują w ten sposób powszechnie znane w siłowniach zjawisko przesuwania się podczas uruchamiania całego rurociągu w różnych kierunkach, aż do chwili, w której jego temperatura i naprężenia dojdą do równowagi.

Prędkie otwieranie zaworów parowych jest zresztą niebezpieczne nawet w tym wypadku, gdy rury podczas chwilowego ich odłączenia i spuszczenia z nich pary nie miały możności ostygnąć. Z jednej strony należy się tu liczyć z tem, że przy znacznej różnicy pomiędzy ciśnieniami po obu stronach zaworów, para może w nich osiągnąć prędkość paruset metrów na sekundę, przy której uderzenia jej o łuki i inne przeszkody stają się niemal równie niebezpieczne, jak uderzenia wodne. Z drugiej zaś strony prędkie włączenie do kotła dużych rurociągów może w nim spowodować spadek ciśnienia, pociągający za sobą gwałtowne wytwarzanie się pary, a to jest zawsze połączone z uderzeniem wodnem, będącem często przyczyną wybuchów kotłów.

Jeżeli specjalnie zależy na skróceniu czasu uruchamiania siłowni, można rozpocząć podgrzewanie turbin skoro tylko z odwadniaczy przed niemi umieszczonych zacznie się zmniejszać wypływ wody, t. j. gdy stosowna część rur zostanie już wydatnie rozgrzana.

Olej, który przy niskich temperaturach jest zbyt gęsty, a nieraz nawet krzepnie, powinien być przed przystąpieniem do uruchamiania turbiny podgrzany przynajmniej do ok. 40° C. Do podgrzewania oleju można używać pary nasyconej, przepuszczając ją przez zanurzoną w oleju wężownicę. Para przegrzana jest do tego celu nieodpowiednia, gdyż może spowodować zapiekanie się oleju na wężownicy i w ten sposób być przyczyną zapoczątkowania jego rozkładu. Z tego powodu, o ile doprowadzenie do zbiorników olejowych pary nasyconej nastręcza większe trudności, lepiej jest parą podgrzewać wodę i dopiero tę wodę stosować do grzania oleju. Jeżeli przewody olejowe posiadają temperaturę znacznie niższą od zera, poleca się nagrzać olej przynajmniej do 50 lub 60°C, gdyż olej może w nich zakrzepnąć, a to spowoduje daleko większą zwłokę czasu, aniżeli wydatniejsze nagrzanie oleju.

Należy dbać o to, ażeby przed ostatecznem uruchomieniem nietylko rury i turbina, lecz o ile możności i całe pomieszczenie siłowni osiągnęło dostatecznie wysoką temperaturę, gdyż w przeciwnym razie, na skutek nader intensywnego chłodzenia rur, stale zachodzi obawa powstawania w nich skroplin i uderzeń wodnych przed osiągnięciem dostatecznie wysokiego obciążenia maszyn.

Gdy instalacja parowa osiągnie już dostateczną temperaturę, a mróz jest dość duży, skraplacz i pompy należy zalać wodą i uruchomić maszyny kondensacyjne przy zamkniętych zasuwach wodnych. Zbyt wczesne uruchomienie chłodzenia wodą z jednej strony utrudnia doprowadzenie temperatury siłowni do stosownej normy, a z drugiej może spowodować zamrożenie chłodni, co łatwo prowadzi do ich uszkodzenia.

Przed ruszeniem turbiną poleca się jeszcze raz sprawdzić czy przewody parowe są w należytym porządku, odwodnić wszystkie części turbiny, w których może się zbierać woda, i dopiero wtedy przystąpić do właściwego jej uruchamiania. Puścić pomocniczą pompkę olejową, sprawdzić, czy olej wszędzie dobrze dochodzi i, upewniwszy się, że kotłownia może dostarczyć bez specjalnych wysiłków dostateczną ilość pary, ostrożnie otworzyć zawór rozruchowy aż do ruszenia turbiny. W takich okolicznościach radziłbym

utrzymywać turbinę przy możliwie najniższych obrotach blisko dwa razy dłużej niż normalnie, a doprowadzanie jej do pełnych obrotów uskuteczniać około 50% wolniej, ciągle ze specjalną troskliwością sprawdzając obieg oleju oraz unikając gwałtowniejszych skoków ilości obrotów.

Gdy turbina osiągnie już pełne obroty, względnie o ile temperatura wody, którą zalano skraplacz, wydatnie się podniesie, należy nieco wcześniej uchylić zasuwy od pompy chłodzącej, jednak o tyle tylko, ażeby różnica pomiędzy temperaturą wody dopływającej i ciepłej nie była dużo mniejsza niż zwykle.

Wodę chłodzącą olej otworzyć dopiero, gdy temperatura oleju zacznie przekraczać 50°C i tylko o tyle, ażeby ją na tej wysokości utrzymać.

Turbiny należy obciążać stopniowo, pilnie bacząc, ażeby kotłownia mogła nadążyć z utrzymaniem ciśnienia i temperatury pary, a kurki odwadniaczy i garnków kondensacyjnych pozostawić otwarte, dopóki maszyny nie osiągną pełnego obciążenia, a temperatura pomieszczeń i ruch w kotłowni nie dojdą do normalnego stanu równowagi.

Zasuwy wodne pompy cyrkulacyjnej należy w omawianym wypadku otwierać w miarę obciążania turbiny, przyczem nie jestem zwolennikiem osiągania w skraplaczu próżni daleko wyższej od tej, przy której turbina powinna na mocy gwarancji pracować. Zyski na opale wzrastają, szczególnie przy 100% obciążeniu turbiny, tylko do chwili osiągnięcia pewnej próżni granicznej, poczem dalsze zwiększanie próżni spodziewanych korzyści już nie daje, gdyż część niskoprężna turbiny nie jest w stanie przepuścić stosownych ilości pary o tak wielkiej objętości właściwej. Powstaje zatem w tej części silne dławienie pary, a nadmiernie wysoka próżnia w skraplaczu powoduje tak znaczny wzrost strat wylotowych w turbinie, że spodziewane oszczędności stają się problematyczne.

Utrzymywanie nadmiernej próżni w skraplaczu przedstawia też dla turbiny pewne niebezpieczeństwo, z którego wielu nie zdaje sobie sprawy. Pozostawiając ciśnienie i temperaturę pary dolotowej bez zmiany, a jednocześnie obniżając ciśnienie w skraplaczu, zwiększamy ilość wilgoci (skroplin) w parze w niskoprężnej części turbiny. Kropelki

tych skroplin mają prędkość znacznie mniejszą od samej pary i, uderzając o tył łopatek wirnikowych, powodują nadmiernie szybkie ich zdzieranie, a pamiętać należy, że długie łopatki części niskoprężnej są daleko kosztowniejsze od pozostałych. Widziałem turbinę, w skraplaczu której utrzymywano w ciągu zimy ciśnienie 0,02 do 0,03 *ata* podczas gdy gwarancje opiewały na 0,07 *ata*, i na skutek tego musiano w jej części niskoprężnej wymieniać łopatki przeszło dwa razy częściej niż pozostałe. Nie znaczy to jednak, ażeby należało bezwzględnie unikać nieco lepszej próżni od gwarancyjnej, gdyż zmniejszenie ciśnienia w skraplaczu o jakie 0,02 *at* niebezpieczeństwa nie przedstawia, a daje dość duże oszczędności na parze.

W wypadku zaś uruchamiania siłowni pracującej z chłodnicami, a nie czerpiącej wody chłodzącej z rzeki, względnie podczas brania do ruchu dalszych turbin w takiej instalacji, podczas upałów, należy postępować z pompami cyrkulacyjnemi w sposób wręcz przeciwny do wyżej omówionego. Maszyny kondensacyjne dobrze jest uruchomić znacznie wcześniej niż samą turbinę, ażeby dzięki wzmożonemu obiegowi wody chłodzącej obniżyć jej temperaturę. Pozwala to osiągnąć bodaj na pewien czas lepszą próżnię w skraplaczach turbin, będących już w ruchu, oraz uruchamianych. Dzięki temu zużycie pary na jednostkę mocy wyprodukowanej w tamtych turbinach się zmniejszy i kotłownia może wskutek tego zupełnie nawet nie odczuć uruchomienia nowej maszyny, a w każdym bądź razie łatwiej nadąży z forsowaniem kotłów już pracujących oraz z rozpalaniem dalszych, aniżeli w razie przeciwnym.

Nie mniej niebezpieczny dla instalacji parowej jest okres ponownego obciążania turbin po krótkotrwałem ich odciążeniu, naprzykład wskutek jakiegoś wypadku lub przeprowadzania normalnych napraw w zakładzie, obsługiwanym przez daną elektrownię. Wtedy kierownicy stosownych oddziałów, chcąc zmniejszyć straty powodowane postojem, dążą do obciążenia elektrowni w jaknajkrótszym czasie, a protesty ze strony siłowni przeciw takiemu postępowaniu są zazwyczaj składane na karb jej nieudolności. Należy tu jednak pamiętać, że przytłumione poprzednio kotły potrzebują pewnego czasu, zanim zdołają dać odpowiednią ilość pary

o pełnem ciśnieniu i temperaturze, a zbyt gwałtowne zwiększenie jej odbioru może spowodować tak silny spadek ciśnienia w kotłach, że uderzenie wodne stanie się nieuniknione (patrz § 26).

Podczas normalnego ruchu siłowni utrzymywanej w dobrym stanie niema właściwie powodów do specjalnego niebezpieczeństwa dla instalacji, o ile obsługa kotłów i turbin nie śpi. Obsługa turbin powinna do pewnego stopnia spełniać rolę kontroli nad obsługą kotłów i, w razie zauważenia większego spadku temperatury lub ciśnienia, niezwłocznie interwenjować zapomocą urządzeń sygnalizacyjnych lub w wyjątkowych razach nawet osobiście. W tym ostatnim jednak wypadku turbiny ani na chwilę nie powinny być pozostawione bez nadzoru, czyli interwenjować należy tylko przez osoby niezatrudnione bezpośrednio przy ich obsłudze.

Biorąc ogólnie, kotłownia, hala maszyn i rozdzielnia muszą tu stanowić jedną dobrze zgraną całość i, w razie przewidywania jakichkolwiek zmian, czy to w obciążeniu, czy też w ruchu maszyn, powinny porozumiewać się wzajemnie ażeby, o ile można, nikt nie był temi zmianami zaskoczony. Z tego też względu wszelkie urządzenia, służące do wzajemnego porozumiewania się, oraz aparaty alarmowe powinny podlegać stałej kontroli, a w razie stwierdzonego ich uszkodzenia, powinna być utrzymywana specjalna służba łączności, aż do chwili dokonania naprawy. Jako łączników, należy przytem, o ile można, używać ludzi znających się na rzeczy, ażeby informacje były przekazywane dokładnie i rzeczowo.

Pragnę poruszyć tu jeszcze jedną rzecz, która prowadzi nieraz do poważnych uszkodzeń instalacyj. Jest to nadmierna obawa obsługi przed odpowiedzialnością wobec przełożonych w razie spowodowania przerwy w ruchu przez zatrzymanie zagrożonej maszyny czy kotła bez zezwolenia. Tu należy pozostawić bezpośredniej obsłudze w nagłych wypadkach pełną inicjatywę, a maszyniści oraz palacze powinni zarówno we własnym, jak i zatrudniającego ich zakładu interesie, pamiętać o tem, że nieco przedwczesne zatrzymanie np. zagrożonej turbiny może spowodować tylko niemiłą wymówkę, gdy niezatrzymanie jej w stosownej chwili bywa przyczyną zniszczenia warsztatu pracy, wypadków z ludźmi

i naprawdę wielkiej odpowiedzialności. Tu niema co się wahać i z dwojga złego należy zawsze wybierać mniejsze.

Przechodząc z kolei do omawiania prowadzenia siłowni z punktu widzenia racjonalnej gospodarki cieplnej, muszę z góry zaznaczyć, że ograniczę się tylko do pobieżnego przejrzenia głównych zasad, któremi należy się w danym wypadku kierować. Dla zilustrowania zaś tych zasad przytoczę wyniki gotowych obliczeń, a teoretycznych wywodów podawać nie będę, gdyż znacznie wybiegają one poza ramy, w jakich pragnę ten podręcznik utrzymać.

Otóż pierwszą rzeczą, której w odniesieniu do samych turbin należy przestrzegać, jest utrzymywanie w skraplaczach ciśnienia mało odbiegającego od podanego w gwarancjach. Wpływ ciśnienia na rozchód paliwa i pary już parokrotnie wykazywałem i sądzę, że przytaczanie dalszych liczb dla poparcia tej zasady jest zbędne. Zaznaczę tu tylko, że, o ile obciążenie turbiny jest niezupełne, można próżnię w skraplaczu z korzyścią podnieść znacznie wyżej niż opiewają gwarancje, a przy obciążeniu bliskiem 100 %, zwiększanie próżni o więcej niż jakie 0,02 *atn* jest naogół bezcelowe, i naraża jedynie łopatki w niskoprężnej części turbiny na zbyt szybkie zużycie.

Drugim zasadniczym warunkiem, prowadzącym do ekonomji na węglu, jest utrzymywanie ciśnienia i temperatury pary dolotowej w miarę możliwości na przepisowym poziomie: I tak, jeżeli instalację, mającą pracować przy $p_1 = 14$ *ata* i $t_1 = 340^0$ C oraz $p_2 = 0{,}05$ *ata*, będziemy prowadzić przy $p_1{}^1 = 12$ *ata* i $t_1{}^1 = 320^0$ C to będziemy zużywać na wyprodukowanie tej samej ilości energji o 3 % więcej węgla. W dodatku odczujemy wtedy przy podejmowaniu szczytowych obciążeń znaczne trudności, wynikające z przyczyn następujących. Zawory regulacyjne i kanały wewnątrz turbiny są ściśle dopasowane do przepuszczania pewnej określonej ilości pary o ciśnieniu $p_1 = 14$ *ata* i $t_1 = 340^0$ C. Ten sam 1 *kg* pary o ciśnieniu $p_1{}^1 = 12$ *ata* i temperaturze $t_1{}^1 = 320^0$ C posiada objętość, wynoszącą około 106,3 % tej, jaką para posiada w warunkach poprzednich, a w dodatku przy tem samem obciążeniu turbiny musimy w danym razie dostarczyć jej o 4,4 % więcej pary. Ostatecznie widzimy z powyższego, że objętość pary przechodzącej w takich warunkach przez zawory regu-

lacyjne wynosi około 111 % tej, dla której turbina została zbudowana i dławienie pary staje się tu nieuniknione, a to pociąga dalszy wzrost zużycia pary i jeszcze silniejsze jej dławienie, co w końcu prowadzi do uniemożliwienia pełnego obciążenia maszyny.

Przykład powyższy przeliczyłem w tem założeniu, że w skraplaczu zostanie utrzymane ciśnienie na wysokości $p_2 = 0{,}05$ *ata*. Jeżeli jednak, nie utrzymując pary dolotowej na przepisowym poziomie, jednocześnie dopuścimy do wzrostu ciśnienia w skraplaczu do $p_2{}^1 = 0{,}07$ *ata*, to zużycie węgla wzrośnie względem normalnego o przeszło 8 %, a zawory regulacyjne będą zmuszone przepuszczać parę w ilości 116,3 %, liczonej objętościowo, co przy pełnem obciążeniu maszyny bez otwarcia zaworów przeciążających napewno okaże się niemożliwe.

Umyślnie rozważałem tu takie tylko odchylenia od normalnych warunków parowych dla danej instalacji, jakie w ruchu siłowni są zazwyczaj tolerowane, jako niewielkie, ażeby wykazać ich znaczenie pod względem ekonomicznym. Gdybym zaś przyjął, że w danej instalacji ciśnienie w skraplaczu wzrosło do $p_2'' = 0{,}15$ *ata*, to zużycie węgla okazałoby się większem od normalnego o 21,4 %, a objętość pary, jaką zawory miałyby przepuszczać do turbiny skoczyłaby do 130,6 %, co już żadnych komentarzy nie wymaga.

O konieczności dobrego izolowania przewodów parowych oraz samej turbiny rozwodzić się tu nie będę, ograniczając się do zaznaczenia, że izolowane winny być nietylko rury, ale również i zawory, odwadniacze i t. p. Przytem kołnierze należy izolować w sposób umożliwiający częstą kontrolę ich szczelności bez odbijania masy izolacyjnej, t. j. przy pomocy specjalnych cegieł kształtowych względnie skrzynek, wyłożonych wewnątrz azbestem.

W odniesieniu do siłowni wielkich, opalanych miałem węglowym, z konieczności niejednostajnym pod względem właściwości jako paliwo, radziłbym, o ile tylko warunki na to pozwalają, dostarczany miał segregować w zależności do tych właściwości (krótko i długopłomienny, oraz spalający się prędzej lub wolniej) i prowadzić zasilanie palenisk kotłowych w ten sposób, ażeby w ciągu możliwie długich okresów czasu otrzymywały one węgiel o jednostajnym gatunku.

Jeżeli takie rozsegregowanie węgla jest niemożliwe, należy dołożyć wszelkich starań, ażeby węgiel był przed dostaniem się na ruszty możliwie dokładnie wymieszany.

W ten sposób unikamy konieczności ciągłego regulowania palenisk oraz napotykanego nieraz zjawiska, że różne części rusztu otrzymują różne gatunki węgla i, gdy w jednych miejscach mamy jeszcze żarzący się koks, to w bezpośrednio z niemi sąsiadujących, ruszt jest już zupełnie goły względnie pokryty stygnącym żużlem. Posiadając taki ogień na rusztach, nie jesteśmy w stanie zapewnić dobrego spalania węgla oraz musimy utrzymywać daleko liczniejszą obsługę kotłów, a i jedno i drugie kosztuje.

Po tych uwagach o charakterze ogólnym pozwolę sobie zilustrować na przykładach liczbowych znaczenie ekonomiczne bardziej skomplikowanych obiegów parowych.

W tym celu rozpatrzymy bliżej działanie turbiny, przedstawionej na rys. 26, która jest zbudowana dla $p_1 = 51$ *ata.*, $t_1 = 442^0$ C i $p_2 = 0{,}06$ *ata* przy różnych założeniach co do sposobu i stopnia wyzyskania znajdujących się na niej urządzeń, służących do pobierania niewielkich ilości pary z następujących miejsc (patrz strzałki wskazujące kierunek przepływu pary w rurach): *a*) z rury łączącej kadłuby wysoko i średnioprężny (przy ciśnieniu około 12 *ata*); *b*) z połowy długości kadłuba średnioprężnego (przy ciśnieniu około 5 *ata*); *c*) z końca kadłuba średnioprężnego (przy ciśnieniu około 2 *ata*) i *d*) w miejscach *g* kadłuba niskoprężnego (przy ciśnieniu około 0,5 *ata*).

Jeżeli pary z wyżej opisanych miejsc wcale pobierać nie będziemy, to instalacja, posiadająca takie turbiny będzie zużywać 82,3 % węgla zużywanego przez siłownię, pracującą przy $p_1 = 14$ *ata*, $t_1 = 340^0$ C i $p_2 = 0{,}06$ *ata.*

Jeżeli natomiast ze wszystkich tych miejsc będziemy pobierali stosowne ilości pary i używali ją do podgrzewania wody zasilającej od $t = 35^0$ C aż do $t = 175^0$ C, podwyższając w każdym stopniu temperaturę wody o 35^0 C (t. j. będziemy pobierać z tych miejsc takie ilości pary, ażeby wystarczały do nagrzania wody za każdym razem o 35^0 C), to zużyjemy dla wyprodukowania tej samej ilości energji już tylko 75,5 % omawianej ilości węgla. Twierdzenie to będzie o tyle tylko słuszne, o ile ciepło ze spalin, uchodzących z kot-

łów, wyzyskiwane poprzednio w podgrzewaczach wody zostanie zużyte do innych celów np. do podgrzewania powietrza, wprowadzanego do palenisk kotłowych.

Przy wysokich ciśnieniach pary kotły mogą być zasilane tylko wodą destylowaną i odgazowaną. Otóż normalnie w siłowniach około 5 % pary zostaje stracone i te 5 % jest uzupełniane destylatem, otrzymywanym w odparowaczach podgrzewanych przeważnie parą pobieraną wprost z kotłów.

Otóż urządzenia omawianej turbiny możemy wyzyskać w sposób następujący: *a*) parę pobieraną w miejscu *g* pod ciśnieniem 0,5 *ata* możemy zużyć dla otrzymywania tych 5 % destylowanej wody zasilającej z odparowaczy pracujących pod próżnią; *b*) parę pobieraną przy $p = 2$ *ata* możemy użyć dla grzania wody zasilającej od $t = 35^0$ C do $t = 90^0$ C, parę pobieraną przy $p = 5$ *ata* dla grzania tej wody do $t = 135^0$ C, a parę pobieraną przy $p = 12$ *ata*, do podgrzewania jej o dalsze 40^0 C. Przy takiem wyzyskaniu tych urządzeń, zużycie węgla wyniesie 73,6 %, jeżeli za podstawę obliczeń przyjmiemy ilość węgla zużywaną przez instalację pracującą parą o $p_1 = 14$ *ata* i $t_1 = 340^0$C i otrzymującą te 5 % destylatu kosztem pary branej wprost z kotła za przegrzewaczem.

Jeżeli za podstawę obliczeń przyjmiemy ilość węgla zużywaną przez instalację z omawianą turbiną wyzyskując jej urządzenia tylko do podgrzewania wody zasilającej (o 35^0 C w każdym z czterech stopni) i otrzymując te 5 % destylatu kosztem pary świeżej, to zużycie węgla będzie tu wynosić 97 %.

Jeżeli natomiast przyjmiemy za podstawę obliczeń zużycie węgla przez instalację, wykonaną dla identycznych warunków pary dolotowej, lecz pracującą bez podgrzewania wody zasilającej parą pobieraną z turbiny i otrzymującą, uzupełniający te 5 % straty destylat kosztem pary pobieranej z kotłów, to oszczędność na węglu przy zastosowaniu obiegu parowego opisanego w ostatnim przykładzie wyniesie 9,1 %.

ROZDZIAŁ VI

Przyczyny niszczenia fundamentów i wnętrza turbin podczas ruchu.

Dla uzupełnienia poprzednio podanych wiadomości należy tu jeszcze zwrócić uwagę na dwie sprawy, dające powód do częstych nieporozumień.

Pierwszą z nich jest sprawa pękania fundamentów turbozespołu. O ile turbozespół jest dobrze wyważony i nie bije, a budowę fundamentu przeprowadzono starannie, to pękanie fundamentów może być spowodowane silnem a nierównomiernem ich nagrzewaniem. Mianowicie w wielu wypadkach rury doprowadzające parę świeżą do zaworów regulacyjnych lub od nich do kadłuba turbiny są poprowadzone w bardzo małej odległości od fundamentów, a czasem nawet przechodzą przez nie nawylot.

Otóż jeżeli inne przeprowadzenie tych rur jest niemożliwe, to muszą być one szczególnie starannie izolowane. Nawet izolacja przytem nigdzie nie powinna się stykać z fundamentem, a przestrzeń otaczająca takie miejsca musi być bardzo silnie przewietrzana. Należy unikać umieszczania tu jakichkolwiek urządzeń mogących utrudniać przepływ powietrza, a nawet poleca się dać przy turbinie nad takiemi miejscami ażurową podłogę, ażeby umożliwić ruch powietrza w kierunku pionowym, jako sprzyjający najintensywniejszemu odprowadzaniu ciepła.

Jeżeli pomimo silnej cyrkulacji powietrza jeszcze zachodzi wydatne miejscowe nagrzewanie się fundamentu, to nie pozostaje nic innego, jak miejsca najbardziej grzane osłonić przy pomocy płaskich blaszanych skrzynek, przez które przepływa woda. Wodę należy doprowadzać do tych skrzynek od dołu, a odprowadzać z części górnej.

Poza unikaniem silnego i nierównomiernego nagrzewania się fundamentów nie mniej ważną dla zachowania ich w dobrym stanie rzeczą jest zapobieganie wyciekaniu na nie

oleju oraz zabezpieczenie od kwasów (n. p. kwasu solnego przy czyszczeniu skraplaczy). Olej powoduje kruszenie betonu oraz cementu łączącego cegły, a kwas zżera beton.

Drugą sprawą, którą tu muszę poruszyć jest szukanie przyczyn prędkiego niszczenia wewnętrznego urządzenia turbiny podczas jej pracy normalnej. Często szuka się środków zaradczych, mających przedewszystkiem chronić łopatki turbiny przed zżeraniem, tak, jakgdyby przyczyna tych uszkodzeń leżała w samej turbinie.

Należy tu sobie uświadomić, że, o ile do budowy turbiny użyto stosownych materjałów, czysta para nie powoduje prędkiego korodowania (zżerania). Przyczyny należy zatem szukać zazwyczaj nie w turbinie, a w zasilaniu kotłów wodą nieodgazowaną i zawierającą inne chemiczne zanieczyszczenia. Wszelkie gazy i chemikalja unoszone z kotłów wraz z parą oddziaływują przy wysokich temperaturach i spółdziałaniu pary daleko gwałtowniej niż w warunkach zwykłych i to wywołuje wrażenie, jakgdyby przyczyna korozji leżała w samej turbinie.

ROZWAŻNIE Z ZASILANIEM.

Pewien duży zakład przemysłowy rozszerzył swą instalację parową, ustawiając 3 nowe kotły po 200 m^2 pow. ogrzew. każdy, zaopatrzone w żebrowe podgrzewacze wody i w przegrzewacze pary. Od czasu uruchomienia instalacji personel zaobserwował, że wentyle bezpieczeństwa ustawione na podgrzewaczach są nieszczelne i przepuszczają wodę do kanału; przypisywano to zacinaniu się grzybków w siodełkach zaworów i kierownictwo zakładu zażądało od dostawcy wymiany tych wentyli. Dostawca obiecywał wentyle bezpieczeństwa wymienić, jednak do dnia odbioru gwarancyjnego kotłów to nie nastąpiło.

Pomimo że inżynier dozoru kotłów zwrócił uwagę obsługi, że na klinowanie wentyli się nie zgodzi, przedsta-

wiciel dostawcy polecił w przeddzień odbioru podczas pomiarów wstępnych przez siebie prowadzonych, wentyle bezpieczeństwa na podgrzewaczach zaklinować, celem uniknięcia nieścisłości pomiarów.

Po pewnym czasie w kotłowni usłyszano stuk, jakby od upuszczenia dużego klucza na żelazną podłogę, tak że część personelu nie zwróciła nań uwagi; jeden jednak z kotłowych pobiegł obejrzeć kotły i okazało się, że z jednego z podgrzewaczy leje się woda. Jednocześnie pompa zasilająca odśrodkowa, napędzana motorem elektrycznym, stanęła.

Podczas przełączania zasilania na bezpośrednie: pompa-kocioł z ominięciem podgrzewacza, dano znać, że na obu będących w pełnym ruchu kotłach (dwa kotły były czynne tego dnia), brak wody. Próby ponownego uruchomienia pompy odśrodkowej zawiodły, musiano przeto uruchomić pompę tłokową, co zajęło trochę czasu; chwile zaś takie, jak wiadomo do przyjemnych nie należą.

Oględziny podgrzewacza wykazały wyrwanie kawałka żelaza, wielkości dłoni, na kolanie łączącem rury żebrowe. Kolano takie trzeba było pośpiesznie sprowadzać.

Przyczyna okazała się bardzo prosta.

Pomiędzy pompami a podgrzewaczem oraz pomiędzy podgrzewaczem a kotłem znajdują się zgodnie z przepisami wentyle zwrotne i odcinające. Dopływ wody do kotła regulowano, zamykając wentyl odcinający między podgrzewaczem a kotłem. Z chwilą zupełnego zamknięcia wentyla i odcinającego ruch wody w podgrzewaczu ustawał, woda podgrzewała się, zwiększała swą objętość i, wobec szczelności wentyla zwrotnego przed podgrzewaczem i zaklinowania wentyli bezpieczeństwa, wzrastało nadmiernie ciśnienie w podgrzewaczu, wysadzając najsłabsze miejsca.

Dopóki wentyle bezpieczeństwa nie były zaklinowane, woda przedostawała się do kanału, z chwilą zaś zaklinowania musiało nastąpić uszkodzenie.

Pompa odśrodkowa stanęła dzięki spaleniu się bezpiecznika; z chwilą rozerwania się kolana, wentyl zwrotny przed podgrzewaczem otworzył się, pompa rzuciła gwałtownie dużą ilość wody i bezpiecznik przepalił się. Gdyby to nie nastąpiło, kotłownia kąpałaby się w wodzie.

„Nieszczelność" wentyli bezpieczeństwa była wywołana niewłaściwem zasilaniem. Obecnie zasila się kocioł, regulując wentyl przed podgrzewaczem i wentyle bezpieczeństwa pracują zupełnie dobrze.

T. W.

